
ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

УДК 621.165:532.6

А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; заместитель директора по научной работе ИПМаш НАНУ, Харьков;

А. Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;

А. Ю. КУЛТЫШЕВ, канд. техн. наук; главный конструктор ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

В. Н. БИЛАН, канд. техн. наук; начальник отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

М. Ю. СТЕПАНОВ, начальник бюро ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

А. В. СЕНЕЦКИЙ, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

Н. В. ПАЩЕНКО, канд. техн. наук; м.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦСД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ Т-125/150-12,8 НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина и Т-125/150-12,8 – новая турбина. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦСД Т-125/150-12,8 спроектирована с использованием нового метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в разработанном ЦСД паровой турбины за счет применения современных профилей и уплотнений, а также перепрофилирования меридиональных обводов достигнут существенный прирост КПД.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, расчетные исследования.

Введение

ЗАО «Уральский Турбинный Завод» (УТЗ) имеет большой опыт проектирования и производства теплоэнергетического оборудования. Так им изготовлено более 800 паровых турбин общей мощностью 60 тыс. МВт для электростанций различных стран. В России и странах СНГ примерно половина установленной мощности теплофикационных турбин приходится на турбины УТЗ. В Москве на данный момент работает 48 турбин УТЗ, которые практически полностью обеспечивают потребность столицы РФ в тепле и электроэнергии [1]. На территории Украины установлено и эксплуатируется 6 турбин Т-250 и 6 турбин Т-100.

Паровые турбины семейства Т-100 предназначены для ТЭЦ больших и средних городов. Поскольку изначально для этих ТЭЦ не всегда точно известна тепловая нагрузка, либо она не обеспечивается в первые годы эксплуатации, турбины Т-100 проектировались с некоторой долей универсальности, т.е. они достаточно экономичны как при работе с различными тепловыми нагрузками, так и на конденсационных режимах.

Специалистами УТЗ разработаны подходы к проектированию проточных частей турбин, базирующиеся на использовании классических одномерных и эмпирических методов расчета. Однако для удовлетворения возрастающих требований к экономичности энергетического оборудования в последние годы при проектировании достаточно широкое применение получили программные комплексы расчета трехмерных турбулентных течений, основанные на численном интегрировании дифференциальных уравнений газовой динамики (*Fluent*, *CFX*, *Ansys* и др.).

© А.В. Русанов, А.Л. Шубенко, А.Ю. Култышев, В.Н. Билан, М.Ю. Степанов, А.В. Сенецкий, Н.В. Пашенко, 2014

Их большим преимуществом является высокая информативность получаемых результатов, анализ которых позволяет определить направления и способы газодинамического совершенствования проточных частей энергетических машин.

В статье представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина, Т-125/150-12,8 – новая турбина, проточная часть ЦСД которой предложена авторами статьи. Показано, что за счет использования новых профилей лопаток, специальных форм меридиональных обводов и современных уплотнений можно добиться значительного увеличения КПД проточной части.

Метод расчета и аналитического профилирования проточных частей осевого типа

Для численного исследования трехмерных течений пара в проточной части паровой турбины применялся программный комплекс *IPMFlow*, являющийся развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* [2, 3]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной *ENO*-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности *SST* Ментера. Для учета термодинамических свойств рабочего тела используется интерполяционно-аналитический метод аппроксимации уравнений формуляции *IAPWS-95* [4, 5]. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [6, 7].

Для построения геометрии лопаточного венца проточной части осевой турбины используется метод параметризации и аналитического профилирования лопатки [8], задаваемой произвольным набором плоских профилей, каждый из которых рассматривается в декартовой системе координат с осью абсцисс, параллельной оси турбины, и осью ординат, совпадающей с фронтом решетки (рис. 1).

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривые спинки – многочленами 5-го порядка, корытца – многочленами 4-го порядка вида:

$$y(x) = \sum_{i=0}^5 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}; \quad (1)$$

$$y(x) = \sum_{i=0}^4 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}. \quad (2)$$

Для задания решетки профилей исходными данными являются: b_x – ширина профиля; α_1 – скелетный угол решетки на входе; t – шаг решетки; α_{2ef} – эффективный угол выхода потока; r_1 – радиус входной кромки; r_2 – радиус выходной кромки; $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha_2$ – углы «заострения» входной и выходной кромок; $\alpha_{2ск}$ – угол «скоса» спинки, $\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2ск}$; 1сп, 2сп, 1кор, 2кор – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (1), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\begin{cases} y'_{\text{сп}}(x_{1\text{сп}}) = \text{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_{\text{сп}}(x_{1\text{сп}}) = \{y''_{\text{сп},0}\} \\ y_{\text{сп}}(x_O) = y_O \\ y'_{\text{сп}}(x_O) = \text{tg}(\alpha_{\text{co}}) \\ y_{\text{сп}}(x_{2\text{сп}}) = y_{2\text{сп}} \\ y'_{\text{сп}}(x_{2\text{сп}}) = \text{tg}\{\alpha_{2s}\} \end{cases}, \quad (3)$$

где $x_{1\text{сп}}$, $y_{1\text{сп}}$, $x_{2\text{сп}}$, $y_{2\text{сп}}$ – координаты точек касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу $\alpha_1 - \Delta\alpha_1$ на входной кромке и варьируемому углу α_{2c} на выходной кромке.

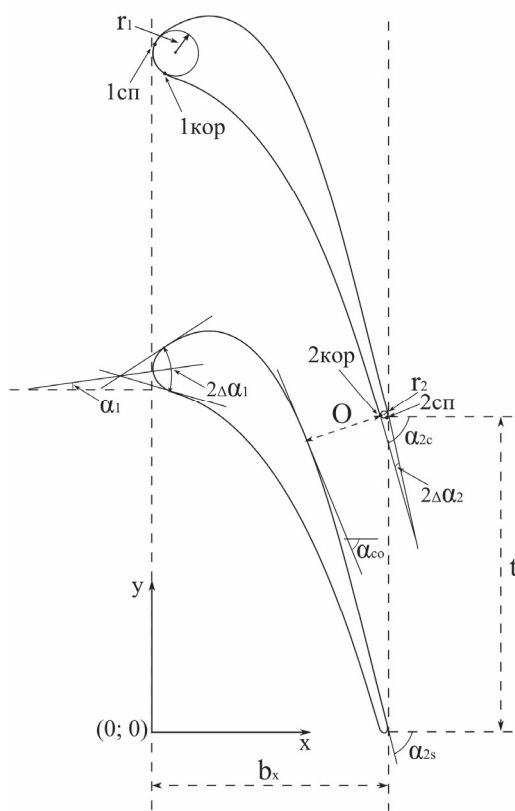


Рис. 1 – Решетка профилей

Варьируемыми параметрами для соотношений (3) являются α_{2s} и $y''_{\text{сп},0}$, подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки O , а также удовлетворить требованию минимального значения максимальной кривизны на множестве кривых (1) [9]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу $O = t \cos \alpha_{2ef}$.

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (2) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} y_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = y_{1\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1) \\ y''_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \{y''_{\text{кор},0}\} \\ y_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = y_{2\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = \text{tg}\alpha_{2c} \end{cases}, \quad (4)$$

Угол α_{2c} выбирается в интервале α_{co} и α_{2s} таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца [9], либо задается равными $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$.

Численный анализ газодинамической эффективности проточной части ЦСД теплофикационной турбины Т120/130-12,8-8МО. Определение направлений совершенствования

На рис. 2 представлен вид, а в табл. 1 – основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8. ЦСД включает 14 ступеней, образующих 6 отсеков, состоящих из: 1–2, 3–5, 6–8, 9–10, 11–12 и 13–14 ступеней соответственно. Лопатки направляющих аппаратов, за исключением последней ступени, имеют постоянную форму сечения профиля, а лопатки рабочих

колес первых пяти ступеней цилиндрические, остальные – с переменными по высоте профилями. Между отсеками расположены отборы пара, причем между 5 и 6 отсеками – теплофикационный отбор.

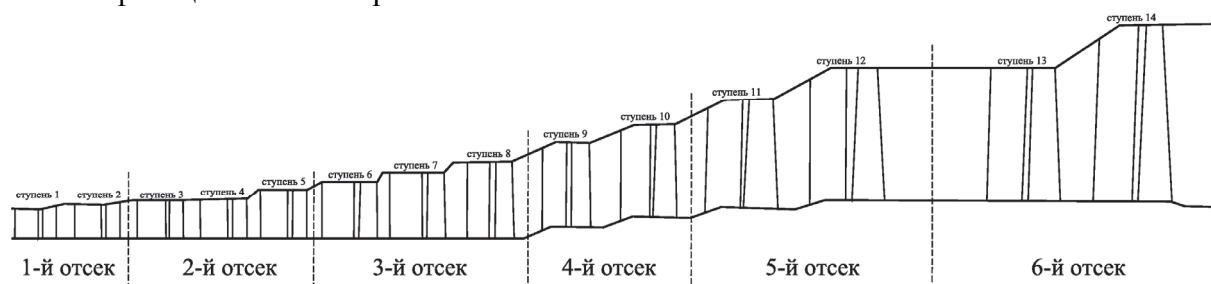


Рис. 2 – Меридиональная проекция исходной проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Таблица 1
Основные геометрические характеристики ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Ступень	Венец	$D_{\text{ср}}$, мм	l/b	t/b (на среднем диаметре)	$D_{\text{ср}}/l$	Z , шт	$\alpha_{1\text{эф}}/\beta_{2\text{эф}}$, градус
1	НА	1064,5	0,830	0,740	17,032	60	13,21
	РК	1066,0	2,134	0,652	16,152	166	21,22
2	НА	1072,5	0,781	0,746	15,213	50	13,39
	РК	1074,0	2,393	0,657	14,514	166	21,32
3	НА	1079,5	0,858	0,746	13,929	50	13,21
	РК	1081,0	2,619	0,662	13,346	166	21,38
4	НА	1084,0	0,908	0,754	13,220	50	13,00
	РК	1085,5	2,765	0,664	12,696	166	21,47
5	НА	1099,5	1,080	0,765	11,277	50	13,09
	РК	1101,5	3,282	0,674	10,852	166	21,62
6	НА	1116,0	0,937	0,720	9,789	40	13,00
	РК	1118,0	2,726	0,646	9,475	128	20,49
7	НА	1138,0	1,118	0,773	8,368	38	13,24
	РК	1140,0	3,235	0,646	8,143	128	20,52
8	НА	1158,0	2,076	0,672	7,423	72	13,44
	РК	1160,0	3,604	0,662	7,250	128	20,40
9	НА	1221,0	2,369	0,709	6,860	72	13,24
	РК	1222,0	4,024	0,663	6,714	134	20,12
10	НА	1279,0	2,160	0,742	6,559	60	15,13
	РК	1280,0	3,674	0,659	6,400	112	23,20
11	НА	1351,0	1,866	0,698	5,952	50	15,01
	РК	1352,0	3,110	0,562	5,828	102	23,36
12	НА	1434,0	2,293	0,670	5,140	56	16,59
	РК	1435,0	3,804	0,717	5,035	86	24,20
13	НА	1434,0	2,293	0,661	5,140	56	15,90
	РК	1435,0	3,804	0,616	5,035	100	22,77
14	НА	1524,0	2,900	0,649	4,130	58	17,91
	РК	1525,0	5,002	0,743	4,067	86	23,45

Исходные газодинамические данные для проведения численного исследования брались из результатов тепловых расчетов УТЗ (табл. 2). Трехмерные газодинамические расчеты выполнены на разностной сетке, содержащей приблизительно 500 тыс. ячеек в каждом венце.

Таблица 2

Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Номер ступени	Полное давление на входе $P_{вх}$, МПа	Плотность на входе ρ , кг/м ³	Полная температура на входе t , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$, МПа
1	3,4157	12,273	377,1	2,7822
2	2,7822	10,377	351,5	2,2673
3	2,2673	8,78	326,9	1,8289
4	1,8289	7,372	301,9	1,4681
5	1,4681	6,168	277,2	1,1729
6	1,1729	5,145	252,9	0,9336
7	0,9336	4,282	229,1	0,7414
8	0,7414	3,559	206,0	0,5678
9	0,5678	2,859	180,5	0,4187
10	0,4187	2,253	153,1	0,3030
11	0,3030	1,697	133,8	0,1893
12	0,1893	1,092	118,6	0,1021
13	0,1021	0,6130	100,2	0,0626
14	0,0626	0,3879	87,1	0,0384

Анализ полученных результатов расчетов позволяет утверждать, что картина обтекания лопаточных аппаратов всех ступеней в целом является достаточно благоприятной.

На рис. 3 в качестве примера показана визуализация обтекания направляющих и рабочих лопаток в средних сечениях ступеней № 1, 8, 14. На графиках распределения статического давления на поверхностях лопаток видна немонотонность изменения давления на стороне разряжения профилей (рис. 4), что вызвано, прежде всего, несовершенством геометрической формы лопаточных аппаратов (разрывами значений второй производной на спинке и корытце). В меридиональной плоскости в периферийных сечениях имеют место отрывы потока. Особенно сильно этот эффект наблюдается в ступенях третьего отсека (рис. 5).

В табл. 3 приведены значения КПД для каждой ступени ЦСД турбины Т-120/130-12,8. Величины КПД без учета потерь от влажности и с учетом этих потерь определялись по формулам:

$$\eta'_{i\text{СТ}} = \frac{N_{\text{СТ}}}{H'_{\text{ад}} G_0} = \left(\frac{N_{\text{СТ}}}{(i_{\text{ос}}^* - i_{2\text{с ад}}^*) G_0} \right); \quad \eta'_{i\text{СТ}}^{\text{ОТ}} = \frac{N_{\text{СТ}}^{\text{ОТ}}}{H'_{\text{ад}} G_0} = \frac{N_{\text{СТ}} X}{H'_{\text{ад}} G_0},$$

где $N_{\text{СТ}}$ – мощность ступени; X – степень сухости на выходе из ступени; G_0 – расход пара на ступень; $H'_{\text{ад}}$ – адиабатический теплоперепад на ступень.

Значения суммарного КПД ЦСД без учета и с учетом потерь от влажности составляют 89,4 % и 87,88 % соответственно. В эти КПД включены потери с выходной скоростью потоков пара уходящих в отборы и на выход проточной части.

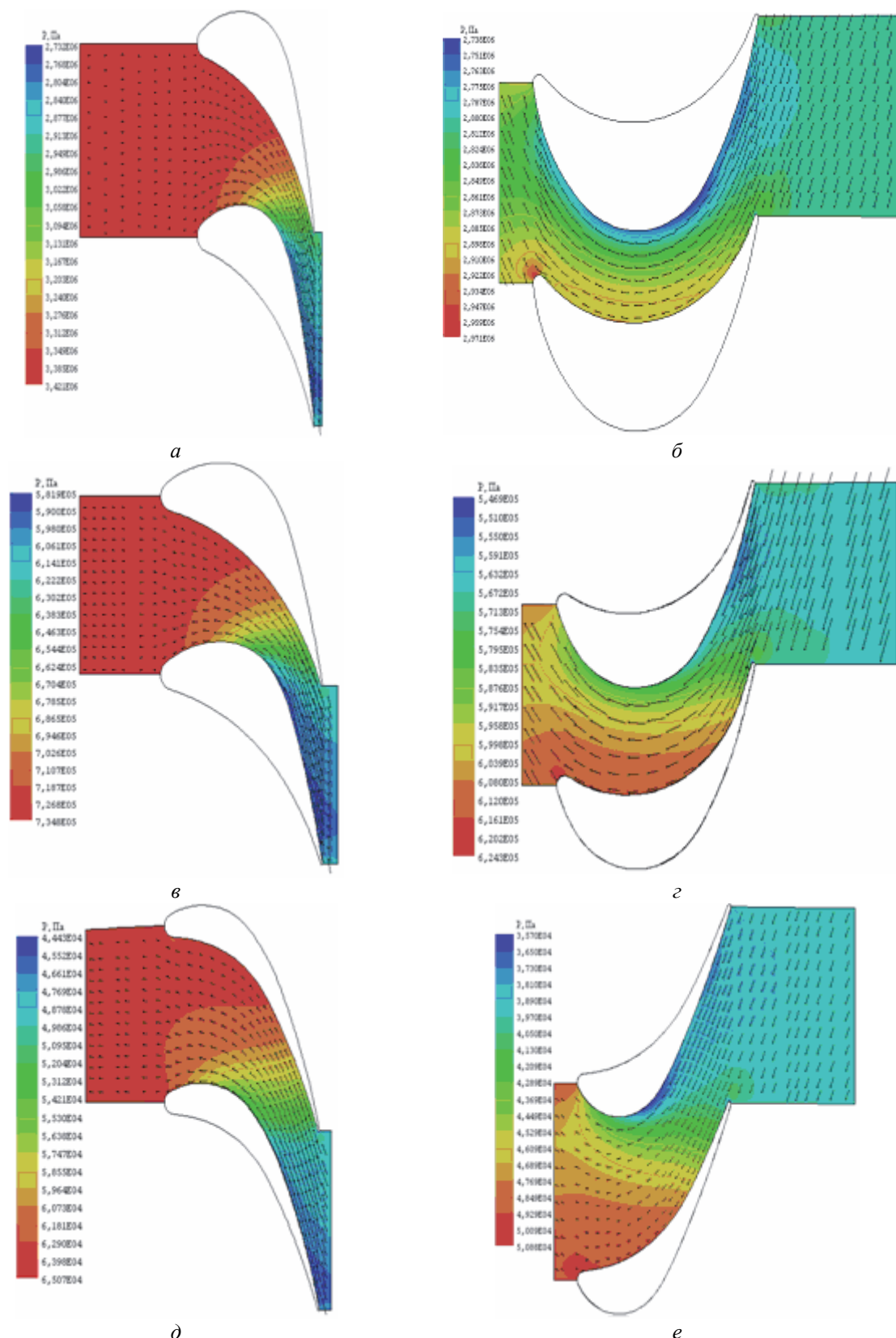


Рис. 3 – Картина обтекания НА и РК в средних сечениях ступеней 1, 8, 14 ЦСД турбины Т-120/130-12,8:
а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень;
г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

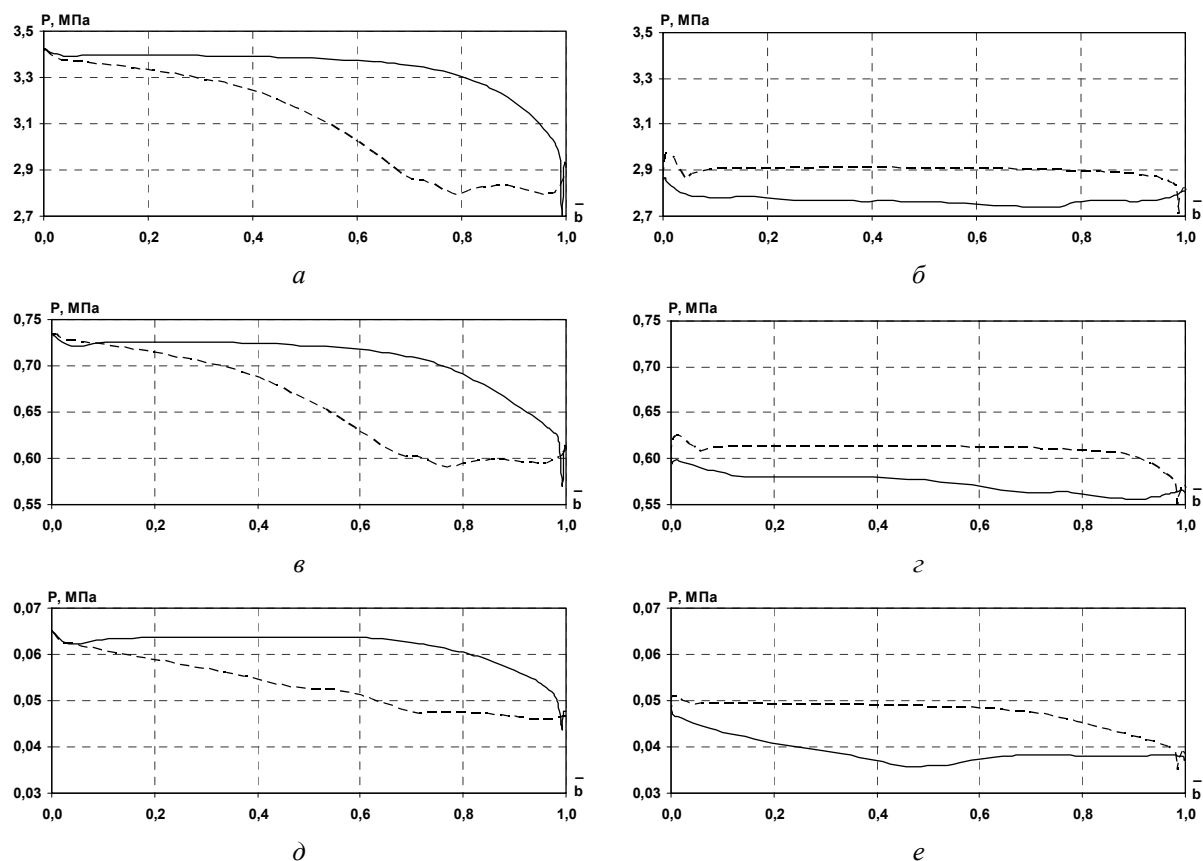


Рис. 4 – Распределение давления вдоль поверхности профиля направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8:
а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень;
г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

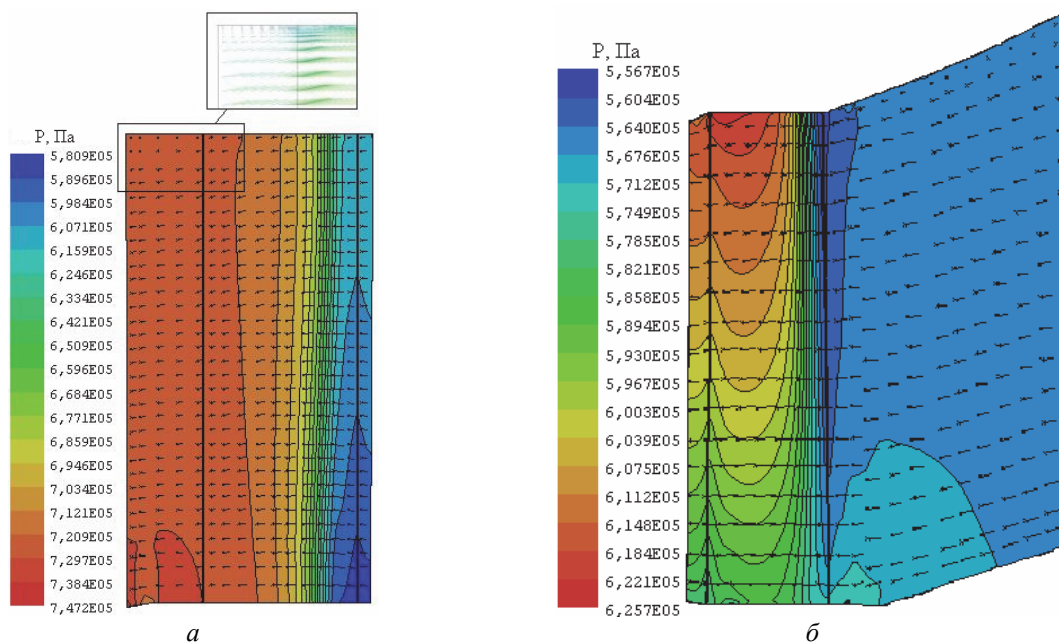


Рис. 5 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА а и РК б в средних сечениях ступени 8

Таблица 3

КПД ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Параметр	Номер ступени						
	1	2	3	4	5	6	7
КПД без учета потерь от влажности, %	89,82	89,8	89,66	87,67	89,05	88,05	88,78
КПД с учетом потерь от влажности, %	89,82	89,8	89,66	87,67	89,05	88,05	88,78
Параметр	Номер ступени						
	8	9	10	11	12	13	14
КПД без учета потерь от влажности, %	89,82	89,66	90,0	89,78	91,02	90,76	91,52
КПД с учетом потерь от влажности, %	89,82	89,66	88,7	86,84	85,09	84,24	83,18

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод, что уровень газодинамического совершенства профилей и выбор геометрических характеристик ступеней достаточно хороший. Дальнейшего повышения газодинамической эффективности проточной части можно добиться за счет выполнения следующих мероприятий:

- замена профилей на более современные и применение лопаток начиная с 6-й ступени с переменным профилем по высоте (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0–2,0) %);
- изменение формы периферийных меридиональных обводов в межступенчатых зазорах для уменьшения отрывов потока в этих областях (ожидаемый выигрыш по КПД (0,5–1,0) %);
- замена уплотнений в надбандажных и междисковых каналах на более современные (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0–1,5) %).

Проектирование и газодинамическое совершенствование проточной части ЦСД теплофикационной турбины Т125/150-12,8

С учетом выводов, сделанных по результатам исследований проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8, разработан проект новой проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8 (рис. 6 и 7). Предварительное проектирование этой турбины выполнено с помощью методов разработанных специалистами УТЗ [10]. В результате которого получено количество ступеней в цилиндре, распределение тепловых перепадов между ступенями и отсеками ступеней, а также основные базовые геометрические характеристики проточной части. Дальнейшее проектирование ЦСД турбины Т-125/150-12,8 выполнено с использованием описанной выше методики профилирования проточных частей турбин осевого типа. В табл. 4

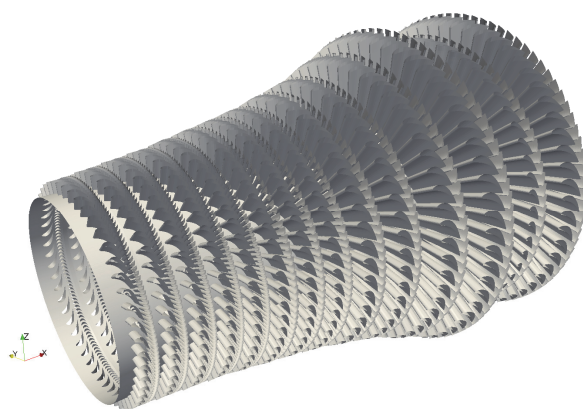


Рис. 6 – Визуализация трехмерной модели ЦСД турбины Т-125/150-12,8

представлены основные геометрические характеристики проточной части.

В новом ЦСД лопатки первых пяти ступеней выполнены с постоянными по высоте сечениями профиля, а остальные – с переменными (см. рис. 8). Для уменьшения отрывов потока периферийные обводы имеют более плавную форму, а лопатки НА начиная с 7-й ступени выполнены с увеличивающейся по высоте хордой (см. рис. 7 и 8). Исходные газодинамические данные для проведения численных исследований брались из результатов тепловых расчетов УТЗ (табл. 5).

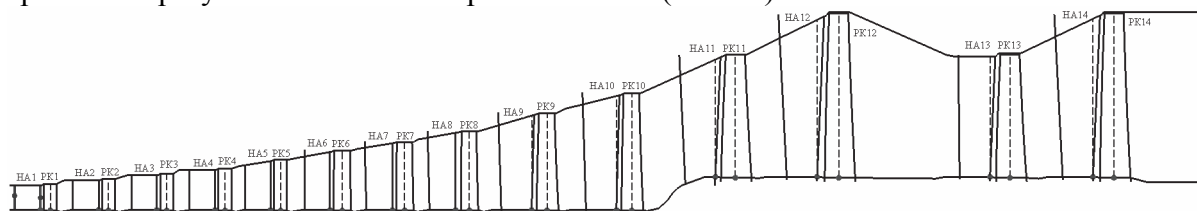


Рис. 7 – Меридиональная проекция проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Геометрические параметры ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Таблица 4

Ступень	Венец	D_{cp} , мм	l/b	t/b (на среднем диаметре)	D_{cp}/l	Z , шт	$\alpha_{1эф}/\beta_{2эф}$, градус
1	НА	1059,0	0,613	0,703	18,579	50	13,11
	ПК	1061,0	1,983	0,669	17,393	162	19,30
2	НА	1070,0	0,727	0,719	15,735	50	13,01
	ПК	1072,0	2,342	0,668	14,889	164	19,30
3	НА	1082,0	0,858	0,729	13,525	50	12,31
	ПК	1084,0	2,752	0,672	12,905	166	18,82
4	НА	1094,0	0,975	0,728	11,891	50	12,08
	ПК	1096,0	3,145	0,671	11,417	168	19,40
5	НА	1114,0	1,172	0,704	9,946	52	12,57
	ПК	1116,0	3,743	0,665	9,621	170	19,11
6	НА	1135,0	1,421	0,733	8,534	52	12,21
	ПК	1137,0	3,091	0,707	8,299	114	19,01
7	НА	1155,0	1,610	0,707	7,549	54	13,15
	ПК	1157,0	3,577	0,714	7,369	116	19,75
8	НА	1179,0	1,834	0,711	6,661	54	14,21
	ПК	1181,0	4,065	0,706	6,525	118	20,46
9	НА	1220,0	1,880	0,689	5,596	48	13,91
	ПК	1223,0	3,817	0,652	5,484	100	20,00
10	НА	1265,0	2,260	0,683	4,810	50	14,80
	ПК	1269,0	4,509	0,638	4,717	104	19,86
11	НА	1428,0	2,264	0,662	5,212	56	15,41
	ПК	1432,0	3,691	0,680	5,078	86	20,56
12	НА	1520,0	2,961	0,644	4,153	60	16,41
	ПК	1523,0	4,805	0,718	4,083	86	21,00
13	НА	1429,0	2,385	0,695	5,196	56	17,31
	ПК	1432,0	3,723	0,686	5,078	86	23,16
14	НА	1528,0	3,068	0,653	4,086	60	18,60
	ПК	1529,0	4,891	0,719	4,034	86	23,01

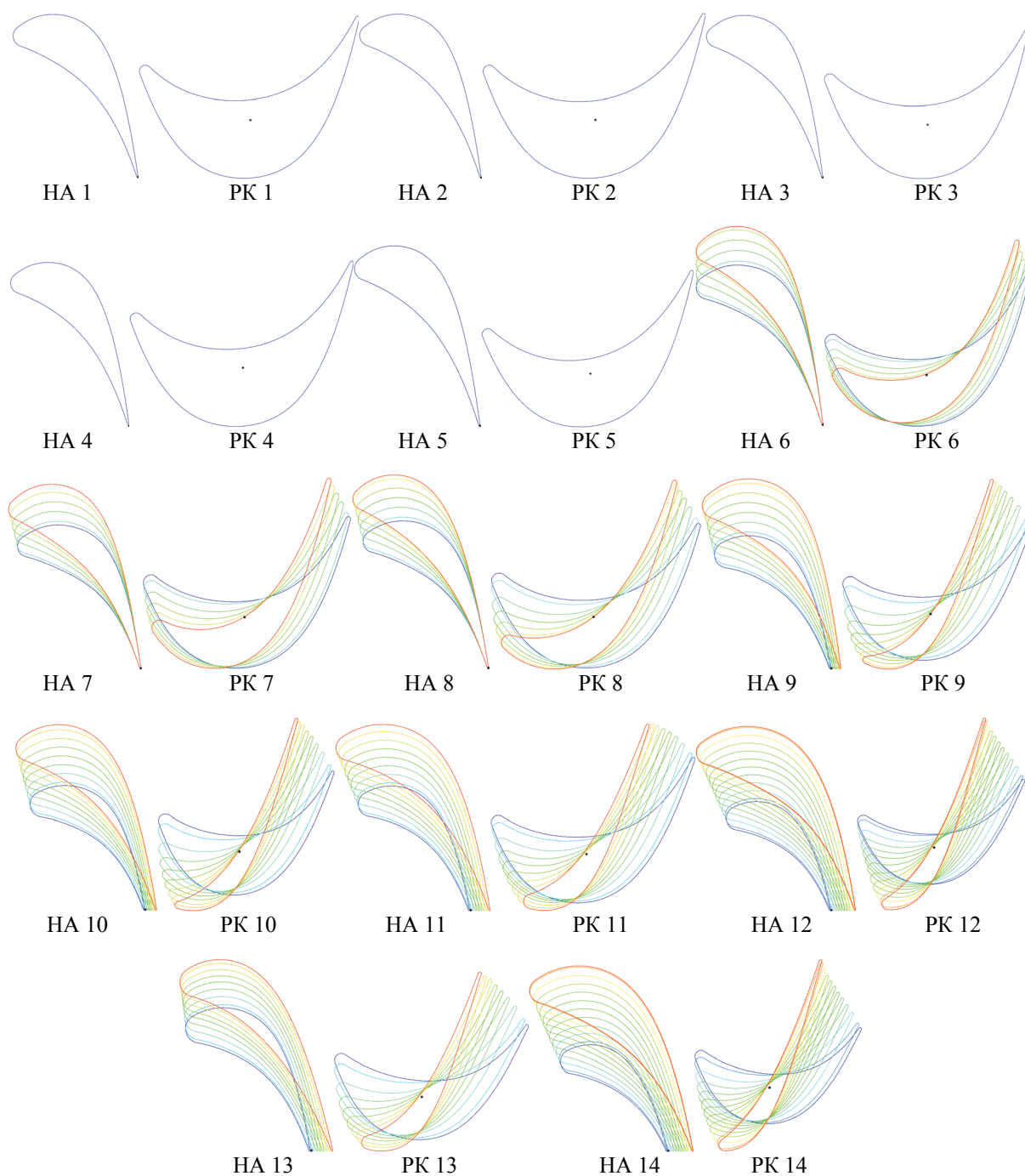


Рис. 8 – Профили лопаток проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Из представленных на рис. 9 и в табл. 6 результатов видно, что все ступени новой конструкции ЦСД имеют более высокое значение КПД. Суммарный КПД предлагаемой конструкции без учета влажности составил 92,3 %, а с учетом – 90,1 %. По результатам визуализации течения в средних сечениях межлопаточных каналов (рис. 10), как и в существующей конструкции, можно говорить о благоприятной картине обтекания. Использование гладких профилей позволило получить более монотонные распределения статического давления на поверхностях лопаток (рис. 11). Отрывы потока в меридиональной плоскости на периферии практически полностью исчезли (рис. 12).

Таблица 5
Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Номер ступени	Полное давление на входе $P_{вх}$, МПа	Плотность на входе ρ , кг/м ³	Полная температура на входе t , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$, МПа
1	3,3271	11,9411	366,1	2,6901
2	2,6901	10,0681	338,4	2,1822
3	2,1822	8,5143	312,2	1,7447
4	1,7447	7,1202	285,3	1,3784
5	1,3784	5,9020	258,1	1,0831
6	1,0831	4,8739	231,5	0,8361
7	0,8361	3,9702	204,4	0,6380
8	0,6380	3,2062	177,6	0,4774
9	0,4774	2,5505	150,6	0,3509
10	0,3509	1,9121	139,0	0,2548
11	0,2548	1,4163	128,1	0,1630
12	0,1630	0,9323	113,9	0,1021
13	0,1021	0,6020	100,2	0,0663
14	0,0663	0,4019	88,51	0,0408

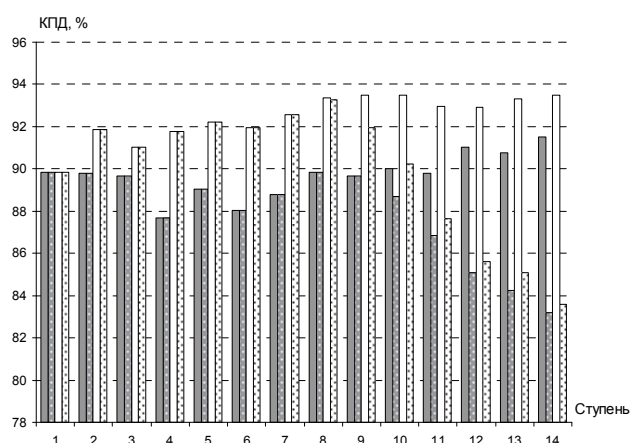


Рис. 9 – КПД проточной части в ступенях ЦСД турбин Т-120/130-12,8 и Т-125/150-12,8:

■, ■ – Т-120/130-12,8; ■, ■ – Т-125/150-12,8;
 ■, ■ – КПД без учета потерь от влажности;
 ■, ■ – КПД с учетом потерь от влажности

Таблица 6
КПД ступеней ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Номер ступени	КПД без учета потерь от влажности, %	КПД с учетом потерь от влажности, %
1	89,85	89,85
2	91,85	91,85
3	91,03	91,03
4	91,76	91,76
5	92,22	92,22
6	91,96	91,96
7	92,56	92,56
8	93,37	93,25
9	93,47	91,96
10	93,48	90,25
11	92,97	87,65
12	92,93	85,60
13	93,32	85,10
14	93,49	83,59

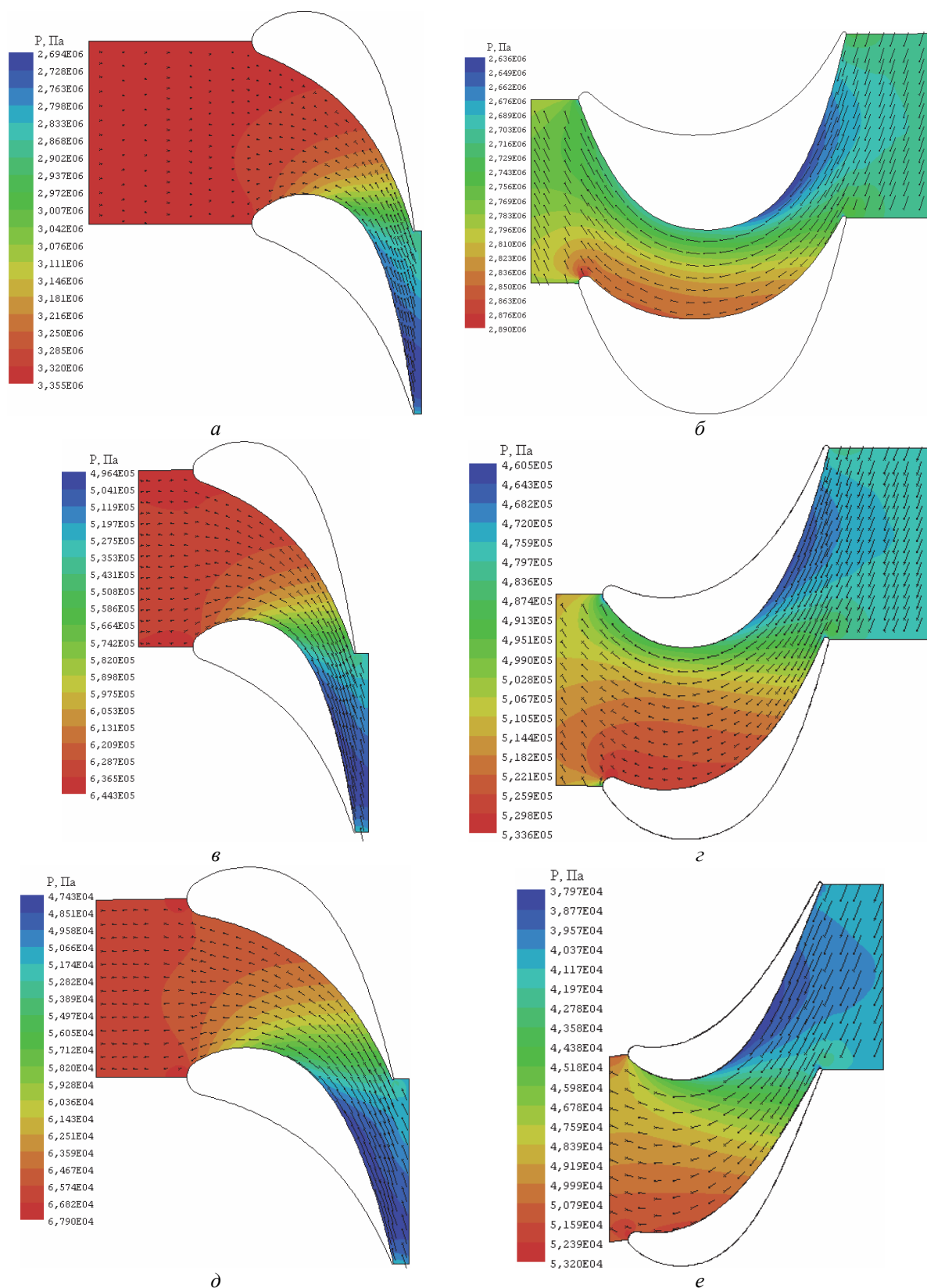


Рис. 10 – Картина обтекания НА и РК в средних сечениях ступеней 1, 8, 14 ЦСД турбины Т-125/150-12,8:
 а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень;
 г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

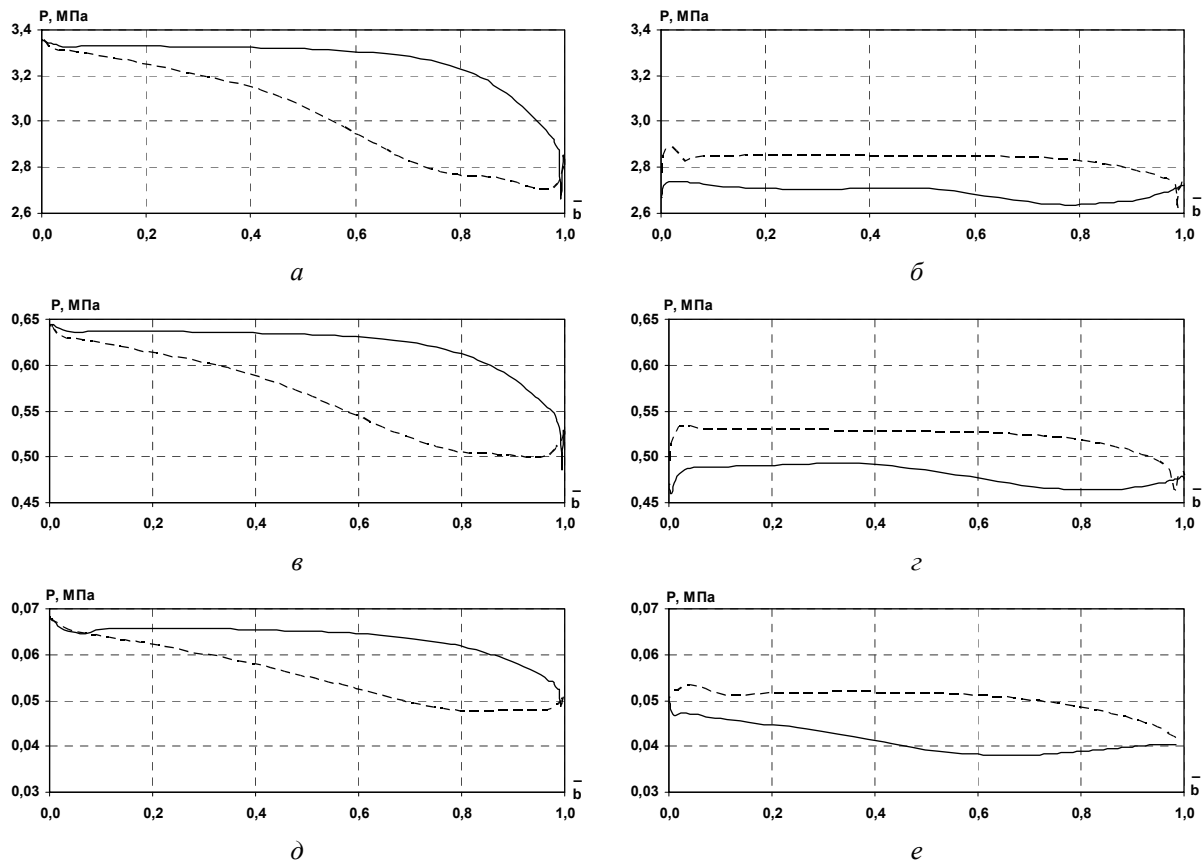


Рис. 11 – Распределение давления вдоль поверхности профиля модернизированных направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦСД турбины Т-125/150-12,8:
а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень;
г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

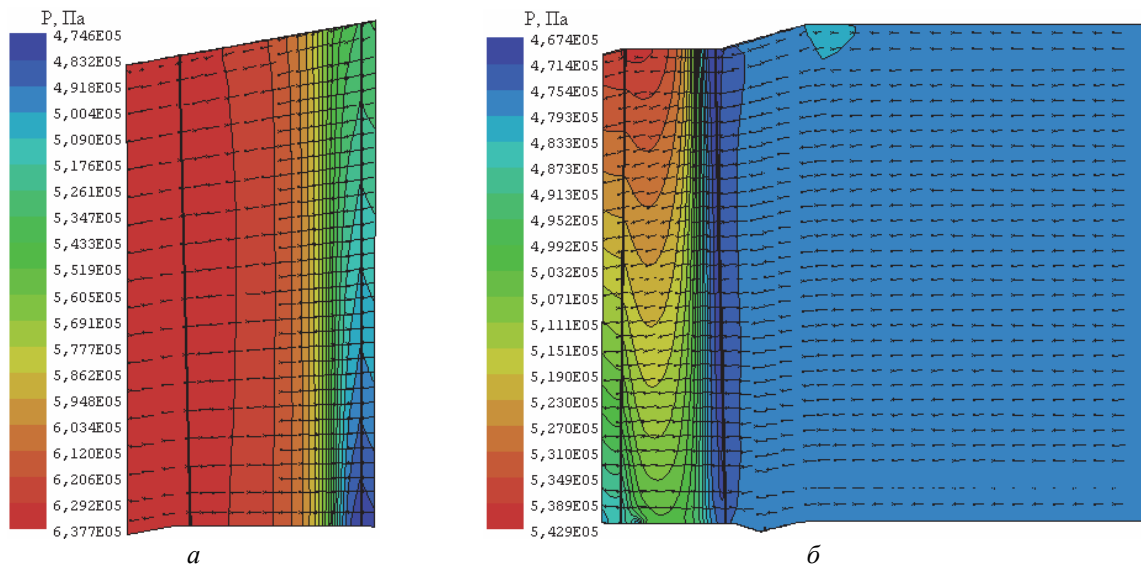


Рис. 12 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА а и РК б в средних сечениях проточной части (на примере 8-й ступени)

Выводы

Выполнено численное исследование двух вариантов ЦСД паровых турбин Т-120/130-12,8 (существующая турбина) и Т-125/150-12,8 (новая турбина). Показано, что в новой турбине за счет применения современных профилей лопаток и уплотнений,

а также изменения формы меридиональных обводов КПД ЦСД существенно выше. Так КПД без учета потерь от влажности увеличился на 2,9 %, а с учетом – на 2,2 % и составил 92,3 % и 90,1 % соответственно.

Список литературы: 1. ЗАО «Уральский турбинный завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.utz.ru>. – Загл. с экрана. – 12.01.2014. 2. А.с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с. 3. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>. 5. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦНД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пашенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 107–113. – ISSN 1727-7337. 6. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Łódzka, Łódź, Poland. – 2002. – No. 122. – P. 63–70. 7. Хомылев, С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 23–31. 8. Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32–37. – ISSN 1729-3774. 9. Бойко, А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Х.: Вища школа, 1989. – 217 с. – ISBN 5-11-000692-X. 10. Билан, А. В. Автоматизированное проектирование лопаток паровых турбин [Текст] / А. В. Билан, В. Н. Билан // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 3(5). – С. 66–68.

Bibliography (transliterated): 1. ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". "ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". 2010. Web. 01 February 2014 <<http://www.utz.ru>>. 2. Jershov, S. V., and A. V. Rusanov. *Kompleks program rozrahunku tryvymirnyh techij gazu v bagatovincevyh turbomashynah "FlowER"*. U PA 77. 19 February 1996. 3. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnykh gazodinamicheskikh processov v protochnykh chastjah turbomashin*. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2008. Print. 4. Working Group. "Thermophysical Properties of Water and Steam" (TPWS). "Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use." *IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam)*. IAPWS, 2013. Web. 01 February 2014 <<http://www.iapws.org/relguide/IAPWS-95.html>>. 5. Rusanov, A. V., P. Lampart and N. V. Pashhenko. "Modelirovanie 3D techenij v protochnoj chasti CND parovoj turbiny s ispol'zovaniem sistemy uravnenij termodinamicheskikh svojstv vody i vodjanogo para IAPWS-95." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 7(94) (2012): 107–113. ISSN 1727-7337. Print. 6. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases" *International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Łódzka, Łódź, Poland*. No. 122. 2002. 63–70. Print. 7. Homylev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekanija turbinnykh reshetok profilej: chast' 1 – verifikacija raschetnogo metoda" *Jenergeticheskie i teplotekhnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 6. Kharkov: NTU "HPI", 2008. 23–31. Print. 8. Rusanov, A. V., N. V. Pashhenko and A. I. Kos'janova. "Metod analiticheskogo profilirovanija lopatochnykh vencov protochnykh chastej osevyh turbin." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 2/7(38) (2009): 32–37. ISSN 1729-3774. Print. 9. Bojko, A. V., and Ju. N. Govorushhenko. *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovanija protochnoj chastej osevyh turbomashin*. Kharkov: Vishha shkola, 1989. ISBN 5-11-000692-X. Print. 10. Bilan, A. V., and V. N. Bilan. "Avtomatizirovannoe proektirovanie lopatok parovyh turbin." *Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie* 3(5) (2006): 66–68. Print.

Поступила (received) 14.02.2014